

А.Н. АВРАМЕНКО, канд. техн. наук, (г. Харьков)

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКИХ, ЭКОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

В роботі наводяться результати числового моделювання робочого циклу тракторного дизеля. Проводиться порівняльна оцінка економічних, екологічних показників дизеля та аналіз теплонапруженого стану головки циліндра при роботі дизеля на номінальному режимі. Для вирішення зв'язаної газодинамічної та термоструктурної задачі використовується програмний комплекс, оснований на методі скінчених елементів.

In work results of numerical settlement - experimental modeling of a nominal cycle of an tractor diesel engine are resulted. The comparative estimation of ecological parameters of a diesel engine and the settlement - experimental analysis of a heat-stressed condition of the head of the cylinder is carried out at work of a diesel engine on an operational mode. For the decision connected gasodynamics and thermostructural problems the program complex based on a method of final elements.

Введение. Повышение требований к экологическим и технико-экономическим показателям ДВС, в первую очередь к токсичности отработавших газов, требует проведения комплексной расчетно-экспериментальной оценки перспективных направлений улучшения этих показателей. Совместная оценка параметров рабочего цикла, токсичности отработавших газов и прочностных показателей деталей ДВС позволяет решить целый ряд проблем, возникающих в процессе разработки двигателей новой конструкции и доводки существующих.

Анализ публикаций

Развитие CFD технологий (вычислительная гидродинамика) позволяет с достаточной степенью достоверности моделировать процессы смесеобразования и сгорания в цилиндре поршневого ДВС, о чем свидетельствуют ряд зарубежных публикаций [1-4].

Численное моделирование процессов рабочего цикла позволяет оценить влияние конструктивных и режимных факторов на показатели рабочего цикла и сократить время доводки двигателя [3, 4]. Расчетная оценка токсичности продуктов сгорания позволяет принципиально новые данные о влиянии вышеуказанных факторов на токсичность отработавших газов ДВС.

Цель и постановка задачи

Цель работы – расчетная оценка экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля при работе на номинальном режиме.

В работе ставились задачи:

- разработать геометрическую и конечноэлементную модель камеры сгорания) КС дизеля Д21А;
- разработать схемы задания начальных и граничных условий;

- выполнить расчет рабочего цикла;
- оценить состав продуктов сгорания по таким компонентам как NO, CO, CO₂ и твердые частицы (ТЧ);
- разработать конечноэлементную модель головки цилиндра;
- используя результаты расчета параметров рабочего цикла выполнить расчет теплонапряженного состояния (ТНС) головки цилиндра;
- сравнить результаты расчетов температурного поля головки цилиндра с результатами термометрирования;
- сделать выводы и рекомендации.

Основные этапы и результаты исследования

Базовый двигатель – быстроходный тракторный дизель 2 Ч 10,5/12 семейства Д21. Для численного моделирования рабочего цикла были разработаны геометрическая и конечноэлементная модели КС. Конечноэлементная модель (рис.1) насчитывает 475240 конечных элементов (КЭ) и 332668 узловых точек.



Рисунок 1 – Конечноэлементная модель КС

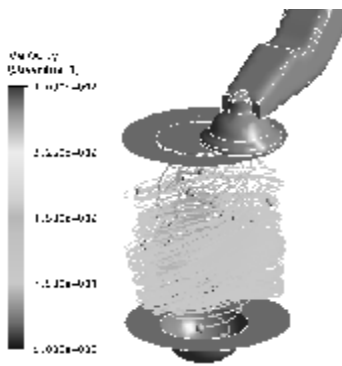


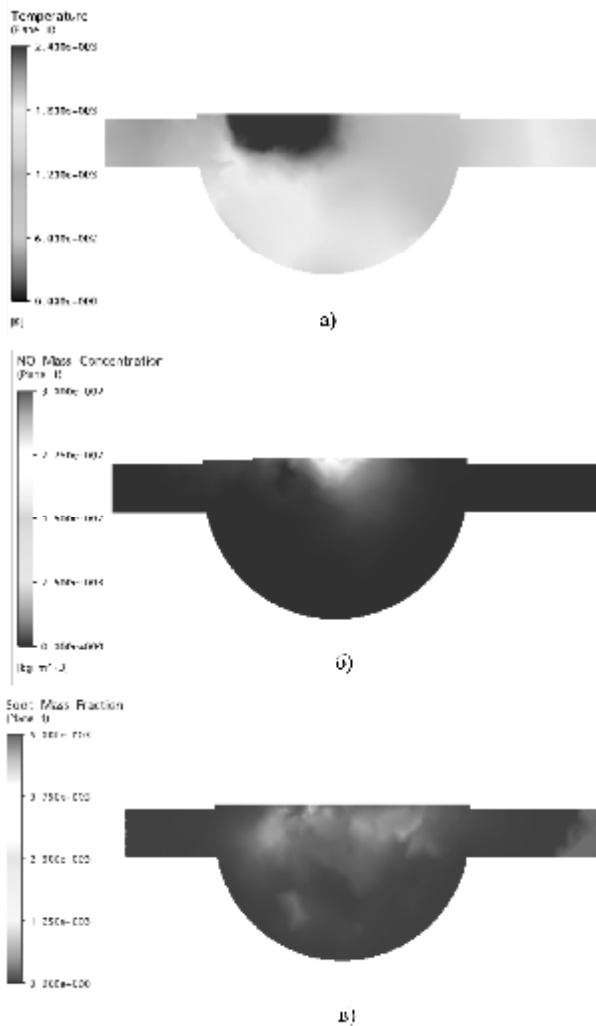
Рисунок 2 – Распределение скорости свежего заряда (м/с) по радиусу цилиндра

Расчет процесса наполнения был выполнен с учетом наличия остаточных газов в КС и впускном канале.

В качестве начальных условий задавались: давление, температура, массовая фракция остаточных газов в КС, а также скорости потока.

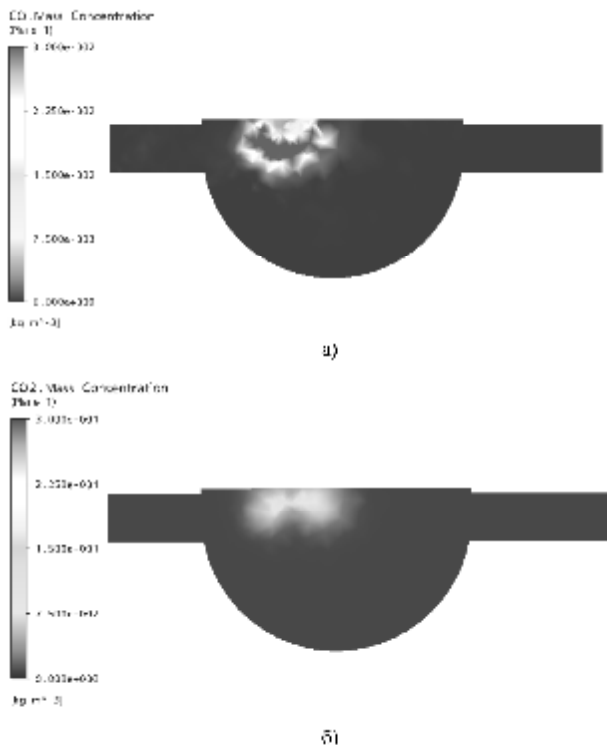
В качестве граничных условий (ГУ) задавались давление и температура воздуха на впуске, параметры топливоподачи, перемещение поршня, впускного и выпускного клапанов.

Расчетное распределение скорости свежего заряда в процессе наполнения представлено на рис. 2. Максимальная скорость зарегистрирована в области клапанной щели и достигает 300 м/с. Результаты расчета сравнивались с экспериментальными данными полученными методом электротермоанемометрирования при работе дизеля на этом же режиме[5].



режим $N_e = 18,4 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$
 Рисунок 3 – Распределение температуры (К) (а), массовой концентрации NO (б) (кг/м^3), и массовой фракции ТЧ (в) в выбранном сечении КС

В результате расчета получено вихревое отношение, которое на исследуемом режиме составляет 6.



режим $N_e = 18,4 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$
 Рисунок 4 – Распределение CO (а), CO_2 (б), (кг/м^3) в выбранном сечении КС

Далее были выполнены расчеты процесса сжатия свежего заряда и впрыска топлива. В дальнейшем был выполнен расчет горения топливовоздушной смеси и оценка состава продуктов сгорания (рис. 3 и рис. 4).

На рис. 3.а представлено распределение температуры в цилиндре в меридиональном сечении КС лежащем вдоль оси поршневого пальца. Максимальная расчетная температура на исследуемом режиме достигает 2400 К , а максимальное давление сгорания достигает 8 МПа .

Далее, с использованием данных эксперимента и результатов расчета была проведена оценка удельного эффективного расхода топлива (g_e , г/кВтч) и часового расхода топлива (B_u , кг/ч). Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме составил 251 г/кВтч , а часовой расхода топлива составил $4,62 \text{ кг/ч}$.

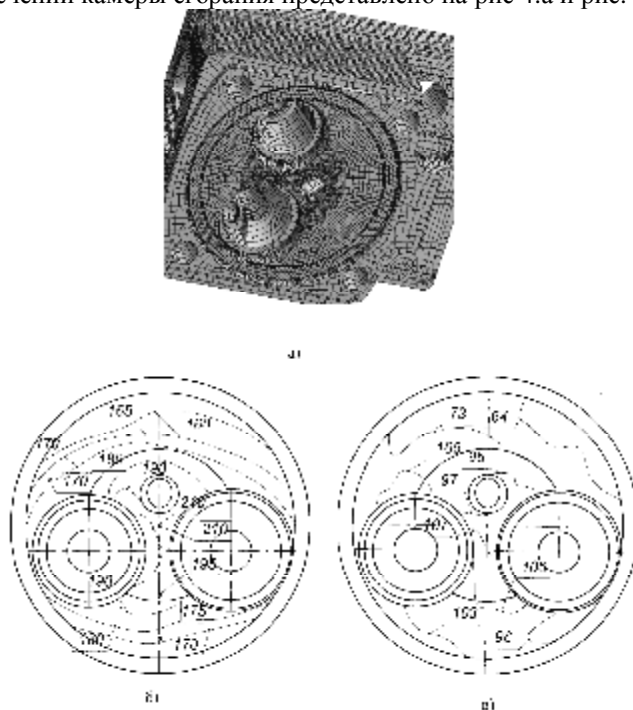
Для расчета образования оксидов азота в программном комплексе использована модель Зельдовича.

Распределение массовой концентрации оксида азота на исследуемом эксплуатационном режиме представлено на рис 3.б.

В пересчете на единицы измерения, в соответствии с которыми проводится нормирование выбросов, полученные расчетные значения не превышают 2000 ppm, что близко к данным эксперимента, полученным на идентичном режиме нагрузки [6].

Расчетное значение массовой фракции ТЧ в выбранном сечении камеры сгорания представлено на рис. 3.в.

Распределение массовой концентрации оксида и диоксида углерода в выбранном сечении камеры сгорания представлено на рис 4.а и рис. 4.б.



режим $N_e = 18,4 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Рисунок 5 – КЭ модель (а), поля температур (б), °С и интенсивностей напряжений (в), МПа головки цилиндра быстроходного дизеля

В дальнейшем был выполнен расчет ТНС головки цилиндра. Для этого разработана геометрическая и конечноэлементная модель головки цилиндра. Конечноэлементная модель насчитывает 153546 КЭ и 446479 узловых точек (рис. 5.а).

Для расчета ТНС головки цилиндра использовались ГУ, полученные с использованием результатов расчета рабочего цикла (температуры и коэффициенты теплоотдачи, а также давление в цилиндре).

Автором был проведен моторный эксперимент по определению теплового состояния головки цилиндра и поршня дизеля Д21А на исследуемом режиме. Результаты расчета теплового состояния головки цилиндра сравнивались с данными термометрирования в контрольных точках (значения температур в контрольных точка обведены в рамку (рис. 5.б)).

Температурное поле огневого днища головки цилиндра представлено на рис. 5.б. Максимальная температура огневого днища зарегистрирована в области перемычки между отверстиями под седла клапанов и достигает 210 °С (рис. 5.б). На периферийных участках огневого днища температура достигает 160 °С. Погрешность в определении температурного поля головки цилиндра по сравнению с экспериментальным составила менее 3%.

В дальнейшем был выполнен расчет напряженного состояния головки цилиндра. Для задания схемы закрепления использовались рекомендации работ [7].

Максимальные расчетные значения интенсивностей напряжений зарегистрированы в области перемычки между отверстиями под седла клапанов, которые достигают 107 МПа (рис. 5.в). В области отверстия под форсунку интенсивности напряжений достигают 95 МПа, а на периферийных участках 60 – 70 МПа.

Выводы

Численное моделирование рабочего цикла в сочетании с анализом ТНС деталей КС позволяет оценить влияние конструктивных и режимных факторов на показатели рабочего цикла, токсичность отработавших газов ДВС и прочностные характеристики деталей КС.

Список литературы: 1. *Dahlén L.* CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ L. Dahlén, A. Larsson – Comparison to Direct Photography Studies SAE 2000-01-1889, 2000. 2. *Epping, K.* The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions/ K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J. Dec. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002. 3. *По материалам сайта: www.avl.com.* 4. *По материалам сайта: www.ricardo.com.* 5. *Ховах М.С.* Автотракторные двигатели. Исследование рабочих процессов, систем топливоподдачи и газообмена. М.: Машиностроение, 1968. – 340 с. 6. *Бганцев В.Н.* Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения/ В.Н. Бганцев, А.М., Левтеров, В.П. Мараховский / Международный технический журнал/ Мир Техники и Технологий / № 10. – 2003. С. 74 - 75. 7. *Тринев А.В.* Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра/А.В. Тринев, А.Н. Авраменко / Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ “ХПИ”. - 2006. - № 2. - С. 18 - 28.

Поступила в редколлегию 26.10.2009